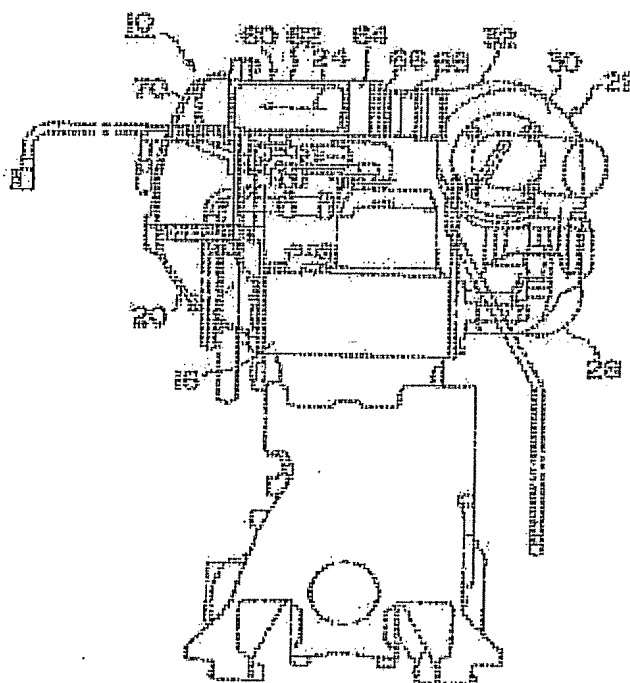


SUPERCHARGING ENGINE WITH INTAKE AIR COOLING DEVICE**Publication number:** JP6221165 (A)**Publication date:** 1994-08-09**Inventor(s):** OZAWA GODO; FUKUSHIMA HIDETADA; IJIMA TADASHI**Applicant(s):** KOMATSU MFG CO LTD**Classification:****- International:** F02B29/04; F02B29/00; (IPC1-7): F02B29/04**- European:****Application number:** JP19930034421 19930129**Priority number(s):** JP19930034421 19930129**Abstract of JP 6221165 (A)**

PURPOSE:To reduce a size and reduce the occurrence of unevenness in cooling efficiency between cylinders. **CONSTITUTION:**A supercharging engine 10 with an intake air cooling device is formed such that a small box type water-cooled type intake air cooling device 60 to cool intake air 24 delivered from a supercharger 22 is disposed right above a cylinder head 16 in a manner to traverse the cylinder head 16, by increasing the length of the cooling core part 62 of the intake air cooling device 60, the size of the intake air cooling device 60 is reduced, and the cooled intake air 24 having no unevenness in temperature distribution is caused to flow in an intake air manifold 20.



Data supplied from the esp@cenet database — Worldwide

(19)日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-221165

(43)公開日 平成6年(1994)8月9日

(51)Int.Cl.⁵

F 0 2 B 29/04

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

K 7541-3G

R 7541-3G

審査請求 未請求 請求項の数 6 F D (全 12 頁)

(21)出願番号 特願平5-34421

(22)出願日 平成5年(1993)1月29日

(71)出願人 000001236

株式会社小松製作所

東京都港区赤坂二丁目3番6号

(72)発明者 小沢 吾道

栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松

製作所小山工場内

(72)発明者 福島 英忠

栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松

製作所小山工場内

(72)発明者 飯島 正

栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松

製作所小山工場内

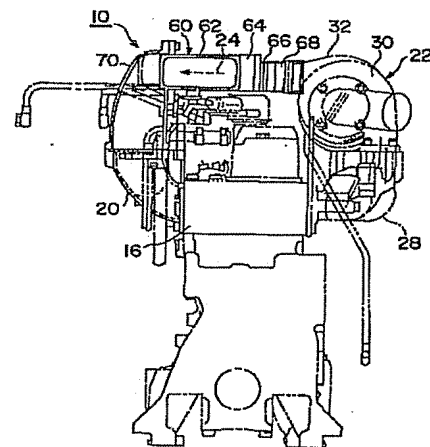
(74)代理人 弁理士 橋爪 良彦

(54)【発明の名称】 給気冷却装置付過給エンジン

(57)【要約】

【目的】 小型化を図るとともに、各気筒間の冷却効率にばらつきをなくす。

【構成】 給気冷却装置付過給エンジン10は、過給機22が送出した給気24を冷却する小型箱型の水冷式給気冷却装置60がシリンダヘッド16の直上に、シリンダヘッド16を横断するように配設し、給気冷却装置60の冷却コア部62の長さを長くして給気冷却装置60を小型にできるようにしてあるとともに、温度分布にばらつきのない冷却した給気24を吸気マニホールド20に流入させるようにしてある。



10 : 給気冷却装置付過給エンジン

16 : シリンダヘッド

20 : 吸気マニホールド

22 : 過給機

24 : 給気

60 : 冷却装置

62 : 冷却コア部

70 : 吸気コネクタ

【特許請求の範囲】

【請求項1】 過給機の送出した空気を吸気マニホールドに導く給気流路の一部が、シリンダヘッドの上方を横断しているとともに、前記給気流路に前記空気を冷却する水冷式給気冷却装置が設けてある給気冷却装置付過給エンジンにおいて、前記水冷式給気冷却装置が前記シリンダヘッドの直上に配設してあることを特徴とする給気冷却装置付過給エンジン。

【請求項2】 前記水冷式給気冷却装置は、前記空気を冷却する冷却水が通る水路の両端のそれぞれが接続されるヘッダ部と、各ヘッダ部のそれぞれに一对一ずつ設けた冷却水を通す冷却水口と、いずれか一方のヘッダ部内の前記一對の冷却水口間に形成され、一對の冷却水口間を分断する隔壁とを有することを特徴とする請求項1に記載の給気冷却装置付過給エンジン。

【請求項3】 前記水冷式給気冷却装置は、前記空気を冷却する冷却水の循環路に設けられ、冷却水の温度に応じて循環路を開閉するサーモスタットバルブを有していることを特徴とする請求項1または2に記載の給気冷却装置付過給エンジン。

【請求項4】 前記水冷式給気冷却装置は、前記空気を冷却する冷却コア部と、この冷却コア部を迂回するバイパスと、このバイパスを開放、遮断するバイパス弁と、前記過給機のブースト圧力を検出するブースト圧センサと、このブースト圧センサの検出信号に基づいて、前記ブースト圧力が予め定めた値より小さいときに、前記バイパス弁を駆動して前記バイパスを遮断する弁操作部とを有することを特徴とする請求項1に記載の給気冷却装置付過給エンジン。

【請求項5】 前記吸気マニホールドは、前記空気の流入側に設けられ、低速運転時に前記過給機からの給気が吸気脈動と共鳴する共鳴器を有していることを特徴とする請求項4に記載の給気冷却装置付過給エンジン。

【請求項6】 前記共鳴器は、前記吸気マニホールドの空気の流入側において前記空気の流れに沿って配置され、前記吸気マニホールド内を複数の室に区画する仕切り板と、前記区画された室の境界部に設けられ、両室を連通、遮断する仕切り弁と、前記ブースト圧センサの検出信号に基づいて、前記過給機のブースト圧力が所定値以上のときに、前記仕切り弁を駆動して前記区画された両室を連通する仕切り弁駆動装置とを有することを特徴とする請求項5に記載の給気冷却装置付過給エンジン。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、給気を水冷する冷却装置を備えた過給機付のエンジンに係り、特に過給機と吸気マニホールドとを連結する給気流路がシリンダヘッドの上方を横断している、いわゆるクロスフロー式の吸排気ポート配置を持つ給気冷却装置付過給エンジンの改良に関する。

【0002】

【従来の技術】図21は、従来のクロスフロー式の吸排気ポート配置を持った給気冷却装置付過給エンジンの一部を示す断面図である。図21において、給気冷却装置付過給エンジン10は、エンジン本体を構成しているシリンダライナ12の内部に、ピストン14が上下動可能に設けてあり、ピストン14の上部とシリンダヘッド16の下面とで燃焼室18を形成している。また、シリンダヘッド16には、吸気弁によって開閉される吸気ポート（いずれも図示せず）が設けてあって、この吸気ポートに吸気マニホールド20が接続してあり、燃焼用の空気を各気筒の燃焼室18に供給できるようにしてある。この燃焼用空気は、エンジン10の排気ガスによって駆動される過給機22により、給気24として与えられる。

【0003】すなわち、シリンダヘッド16には、排気弁26によって開閉される排気ポートが設けてあり、この排気ポートに接続した排気マニホールド28の後流側端部に過給機22が設けてある。過給機22は、排気ガスによって駆動されるタービン30と、タービンに接続したプロア32とからなり（図22参照）、プロア32がタービン30と一緒に回転して空気を圧縮し、給気24として送り出す。

【0004】過給機22のプロア32には、シリンダヘッド16の上方を横断して設けたクロスオーバーと呼ばれる吸気コネクタ34が接続してあり、この吸気コネクタ34の先端部、すなわち吸気マニホールド20の上方に、給気24を冷却する水冷式の給気冷却装置（アフタクーラ）36が取り付けられている。この給気冷却装置36の下端は、吸気マニホールド20に接続してある。従って、過給機22によって過給された給気24は、給気冷却装置36によって冷却され、吸気マニホールド20を介して燃焼室18に吸入される。なお、図21に示した符号38は、燃料噴射ポンプ40によって供給された高圧の燃料を、燃焼室18に噴射して混合気を形成する燃料噴射ノズルである。

【0005】給気冷却装置36は、図23に示したように、上部が給気流入口42となっており、流入口42の下方に、給気24を分散させる分散板44が設けてある。また、給気冷却装置36は、分散板44の下方が熱交換部（冷却コア部）となっており、多数の水管46がエンジンの前後方向となる吸気マニホールド20の長手方向、すなわちシリンダブロックの長手方向に配設してある。これらの水管46は、冷却水を流入させる水管と冷却水を流出させる水管とからなっており、流入側水管46は、一端が流入ヘッダ（図示せず）に接続してあり、他端がヘッダ52に接続してある。そして、流出側水管46は、一端が流出ヘッダ54に接続してあり、他端がヘッダ52に接続してある。

【0006】このように構成した給気冷却装置付過給エンジン10は、シリンダブロックの一方の側部上方に設

けた過給機22からの給気24が、吸気コネクタ34を介してシリンダブロックの他側の上方に設けた給気冷却装置36に流入する。給気冷却装置36は、水ポンプの吐出したエンジン冷却水が流入ヘッダに流入し、流入側水管46、ヘッダ52、流出側水管46、流出ヘッダ54と流れ、水ポンプに戻っていく。そして、給気冷却装置36に流入した給気24は、給気冷却装置36を流下して行く際に、水管46を流れる冷却水と熱交換をし、冷却されて吸気マニホルド20に入り、燃焼室18に吸入される。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上記した従来の給気冷却装置付過給エンジン10は、水冷式給気冷却装置36が吸気マニホルド20に沿ってエンジン本体（シリンダブロック）の前後方向に長くなっており、シリンダヘッド16の側部上方に取り付けられ、給気24と冷却水とが熱交換をする熱交換部（冷却コア部）の長さL（図23参照）が比較的短くなっている。このため、

(1) 給気冷却装置36は、冷却コア部が大型となり、それに伴って構造が複雑で高価となる。

(2) 水冷式給気冷却装置36が装着されていない過給エンジンに水冷式給気冷却装置36を追加装着しようとする場合、吸気マニホルド20が給気冷却装置36を装着するのに適したものでなければならず、吸気マニホルド20を交換する必要がある、エンジンの大幅な改造を必要とする。

(3) 給気冷却装置36は、長手方向の両端部にヘッダが形成してあるため、図23の斜線を引いた両端部Aに冷却した給気24が行き渡りにくい。このため、従来の給気冷却装置付過給エンジン10は、給気冷却装置36がエンジン本体の前後方向に装着されるため、エンジン前後端の冷却されにくいシリンダと冷却されやすい中央部のシリンダとの間で冷却効率に差が生じ、各シリンダ間の吸気ポート内の給気温度に差ができ、各気筒間の混合気の燃焼性能がばらついて、エンジン性能が悪化したり、エンジン出力を上げられないときがある。

【0008】一方、上記の給気冷却装置付過給エンジン10においては、低温時にエンジンを始動して暖機した場合、エンジン冷却水の温度が低いため、給気24が給気冷却装置36によって冷却され過ぎ、白煙の発生を招き、暖機時間が長くなる。しかも、給気冷却装置付過給エンジン10は、図24の斜線を施した負荷と回転速度の領域Rにおいて給気24を冷却した場合にエンジン10の性能を向上することができる。しかし、斜線領域Rを外れた負荷と回転速度との領域で給気冷却装置36を作動させると、給気冷却装置36が給気24を温める作用をし、次のような問題点がある。

(イ) 低速性能の悪化、特に低速高負荷領域においては、給気24の温度が上昇するため、エンジン性能が悪

化する。

(ロ) 低速性能が悪化するため、急加速性能が悪化する。

【0009】そこで、給気冷却装置36を迂回するバイパスを設けるとともに、給気24を給気冷却装置36に導くかバイパスを通すかを選択する切換弁を設けて、低温始動時などにはバイパスを開放して給気24を冷却しないようにすることが提案されている（実開昭57-53031号公報）。ところが、実開昭57-53031号公報に記載のものは、吸気コネクタ34に平行してバイパスを設けており、構造が大型で複雑となる。

【0010】本発明は、上記従来技術の欠点を解消するためになされたもので、小型化が図れ、各気筒間の冷却効率にばらつきのない給気冷却装置付過給エンジンを提供することを第1の目的としている。

【0011】また、本発明の第2の目的は、過給機の装着位置が異なる場合であっても、同一仕様の水冷式給気冷却装置を容易に取り付けることができるとともに、部品点数の削減が図れるようにすることにある。

【0012】さらに、本発明の第3の目的は、大型とならず、簡素な構造で白煙の発生などを防止できるようにすることにある。

【0013】

【課題を解決するための手段】上記の目的を達成するために、本発明に係る給気冷却装置付過給エンジンは、過給機の送出した空気を吸気マニホルドに導く給気流路の一部が、シリンダヘッドの上方を横断しているとともに、前記給気流路に前記空気を冷却する水冷式給気冷却装置が設けてある給気冷却装置付過給エンジンにおいて、前記水冷式給気冷却装置が前記シリンダヘッドの直上に配設してあることを特徴としている。

【0014】水冷式給気冷却装置は、空気を冷却する冷却水が通る水路の両端のそれぞれが接続されるヘッダ部と、各ヘッダ部のそれぞれに一对ずつ設けた冷却水を通す冷却水口と、いずれか一方のヘッダ部内の一对の冷却水口間に形成され、一对の冷却水口間を分断する隔壁とを有する構造にできる。また、水冷式給気冷却装置には、空気を冷却する冷却水の循環路が設けられ、冷却水の温度に応じて循環路を開閉するサーモスタットバルブを設けるとよい。

【0015】さらに、水冷式給気冷却装置は、空気を冷却する冷却コア部と、この冷却コア部を迂回するバイパスと、このバイパスを開放、遮断するバイパス弁と、過給機のブースト圧力を検出するブースト圧センサと、このブースト圧センサの検出信号に基づいて、ブースト圧力が予め定めた値より小さいときに、バイパス弁を駆動してバイパスを開放する弁操作部とを設けることができる。そして、吸気マニホルドには、空気の流入側に設けられ、低速運転時に過給機からの給気が吸気脈動と共鳴する共鳴器を設けてもよい。

【0016】共鳴器は、吸気マニホルドの空気の流入部において空気の流れに沿って配置され、吸気マニホルド内を複数の室に区画する仕切り板と、区画された室の境界部に設けられ、両室を連通、遮断する仕切り弁と、ブースト圧センサの検出信号に基づいて、過給機のブースト圧力が所定値以上のときに、仕切り弁を駆動して区画された両室を連通する仕切り弁駆動装置とを有するようになるとよい。

【0017】

【作用】上記の如く構成した本発明は、従来、吸気コネクタが配置してあったシリンダヘッドの直上位置に、すなわちシリンダヘッドの上方において、シリンダヘッドを横断するように水冷式の給気冷却装置を配設する。これにより、水冷式給気冷却装置の冷却コア部を長くすることができ、伝熱総面積を小さくできて給気冷却装置の小型化が図れ、簡素で安価な構造とすることができる。また、給気冷却装置をシリンダヘッドの直上に配設したことにより、吸気マニホルドに流入する給気の温度分布を均一にでき、気筒間の燃焼性能のばらつきをなくせてエンジン性能の悪化や出力が上げられないなどの不具合を避けることができる。しかも、シリンダヘッドの直上に給気冷却装置を取り付けるため、吸気マニホルドの構造に影響を与えることがなく、給気冷却装置を装着していないエンジンに給気冷却装置を追加装着する場合、吸気マニホルドの交換をするなどの大幅な改造を避けることができる。

【0018】水冷式給気冷却装置の両端のヘッダ部のそれぞれに、冷却水を流入または流出させる冷却水口を一つずつ設ければ、過給機の装着位置が異なるような場合であっても、同一仕様の給気冷却装置を上下逆にして給気流入口を過給機に接続するとともに、いずれか2つの冷却水口を冷却水の循環路に接続することにより冷却回路を構成でき、少ない部品点数で過給機の装着位置が異なる多様な仕様に容易に対応することができる。この場合、使用しない他の冷却水口は、栓や蓋によって塞ぐ。

【0019】そして、冷却水の循環路にサーモスタットバルブを設け、低温始動時などの冷却水温度が低いときに、サーモスタットバルブを閉じて給気冷却装置に冷却水が流れないようにすれば、従来のような複雑で大型化するバイパスを設けることなく、白煙の発生を防止することができる。

【0020】なお、水冷式給気冷却装置の内部に冷却コア部を迂回するバイパス部を設け、このバイパス部を開閉することにより、過給機のブースト圧力が所定値より小さいときに、バイパス弁を開放して給気がバイパス部を通るようにすると、低速時におけるエンジン性能の悪化の防止や白煙の発生を防ぐことができる。また、給気冷却装置の後流側の吸気マニホルドに共鳴器を設けると、低速時における吸気量を増大することができ、エンジンの低速性能の向上が図れる。そして、吸気マニホル

ドの給気の流入部を仕切り板と仕切り弁によって区画し、過給機のブースト圧力が所定値より大きいときに、仕切り弁を開けると、高速高負荷運転時における共鳴器による性能の低下を防ぐことができる。

【0021】

【実施例】本発明に係る給気冷却装置付過給エンジンの好ましい実施例を、添付図面に従って詳説する。なお、前記従来技術において説明した部分に対応する部分については、同一の符号を付し、その説明を省略する。

【0022】図1は、本発明の実施例に係る給気冷却装置付過給エンジンの正面図である。図1において、給気冷却装置付過給エンジン10は、シリンダヘッド16の一側に吸気マニホルド20が取り付けられており、他側に排気マニホルド28が取り付けられている。そして、排気マニホルド28の先端部には、燃焼用の空気を圧縮し、給気24として送出する過給機22が接続してある。

【0023】過給機22からの給気24を冷却する水冷式の給気冷却装置60は、小型箱型に形成しており、冷却コア部62と空気入口ハウジング64とを有している。シリンダヘッド16の直上にシリンダヘッド16を横断するように配置してある。そして、給気冷却装置60は、空気入口ハウジング64に形成した空気入口66が、連結部材68を介して過給機22を構成しているブロー32の吹き出し口に接続してある。また、給気冷却装置60の空気流出口側は、吸気マニホルド20に接続するための吸気コネクタ70にフランジ結合してある。

【0024】給気冷却装置60の冷却コア部62は、図2、図3に示したように、シリンダヘッド16を横断する方向に形成した給気通路72と、この給気通路72に直交した方向に形成した冷却水74が流れる冷却水流路76とが交互に、多層に形成してある。そして、給気通路72と冷却水流路76とは、フィン78、80が配設してあり、給気24を効率的に冷却できるようにしてある。これらのフィン78、80は、給気通路72と冷却水流路76とを区切っている板82にろう付けしてある。

【0025】なお、図3に示した符号84はサイドプレートである。また、冷却水流路76の両端は、ヘッダに接続してある。すなわち、給気冷却装置60は、図4に示したように、給気24の通る方向に沿って一側にヘッダ部86が設けてあり、他側にヘッダ88が設けてあって、冷却水流路76の両端がヘッダ部86とヘッダ88とに接続してある。ヘッダ部86は、内部の中央に隔壁90が設けてあり、流入ヘッダ92と流出ヘッダ94とに区画してある。そして、流入ヘッダ92には、冷却水74の流入口96が設けてあり、流出ヘッダ94には、冷却水74の流出口98が設けてある。また、冷却水流路76は、流入ヘッダ92と流出ヘッダ94とに合わせて中央部が仕切られ、冷却水74の流入側と流出側とに別れている。従って、冷却水74は、流入口96か

ら流入ヘッダ92に入り、流入側冷却水流路76を経てヘッダ88に達したのち、流出側冷却水流路76を通過して流出ヘッダ94に到り、流出口98から給気冷却装置60の外部に流出する。

【0026】給気冷却装置60の空気入口66は、ヘッダ部76側に偏って設けてある。また、吸気コネクタ70は、給気冷却装置60の端面に合った矩形状の集合部100と、給気24を吸気マニホルド20に送る連結パイプ部102とからなり、連結パイプ部102がヘッダ88側に偏って設けてある。そして、流入口96と流出口98とは、図5に示したように、高さを異ならせて設けてあり、管継手101、103を介して冷却水74の循環路を形成している配管104、106に接続される(図6参照)。これらの配管104、106は、他端がエンジン冷却水を循環させる水ポンプ108に接続してある。

【0027】上記の如く構成した実施例においては、過給機22により過給された給気24が空気入口66を介して給気冷却装置60に流入する。給気24は、空気入口66から空気入口ハウジング64に入ったのち、空気入口ハウジング64の形状に沿って拡がり、冷却コア部62の給気通路72を通過して吸気コネクタ70に抜ける。この際、給気24は、冷却水74によって冷却されている給気通路72のフィン78に接触し、フィン78と熱交換をして冷却される。その後、給気24は、図5に示したように、吸気コネクタ70の連結パイプ部102を通過して吸気マニホルド20に入り、各吸気ポート104a~104fを介してエンジンの燃焼室に吸入される。

【0028】一方、水ポンプ108が吐出した冷却水74は、配管104、管継手101を介して流入口96から給気冷却装置60の流入ヘッダ92に流入する。そして、流入ヘッダ92から流入側冷却水流路76を通過する際に、給気通路72を流れる給気24を冷却してヘッダ88に入り、再び流出側冷却水流路76を通過して給気24を冷却し、流出ヘッダ94、流出口98、管継手103、配管106を経て水ポンプ108に戻る。

【0029】このように実施例の給気冷却装置付過給エンジン10は、水冷式の給気冷却装置60を従来の吸気コネクタの位置、すなわちシリンダヘッド16の直上に、シリンダヘッド16を横断するように配置したことにより、給気24を冷却するための給気通路72を相対的に長くすることができ、同じ伝熱量と比較すると、伝熱面積を従来より30~50%小さくでき、給気冷却装置60の小型化が図れて簡素な構造とすることが可能となり、安価にできる。しかも、実施例においては、給気冷却装置が付いていない既存のエンジンであっても、給気冷却装置60を従来のエアクロスオーバと置き換え、水配管を装着するだけでよく、簡単に給気冷却装置付過給エンジンにすることができる。

【0030】また、実施例においては、過給された空気(給気24)がすべて給気冷却装置60によって冷却されたのち、吸気コネクタ70を介して吸気マニホルド20全体に流入し、各気筒の吸気ポート104a~104fに分配されるので、各気筒間における給気24の温度分布を均一にでき、燃焼性能のばらつきをなくせて、エンジンの性能を向上することができる。

【0031】なお、前記実施例においては、給気冷却装置60の冷却水流路76が流入側と流出側とに別れている2パス方式について説明したが、ヘッダ部86側から流入した冷却水74がヘッダ88側から流出する1パス方式の給気冷却装置であってもよい。

【0032】図7は、給気冷却装置の他の実施例を示したものである。図7において、給気冷却装置60は、空気入口ハウジング64が吸気コネクタ70の集合部100に対して偏心して設けてある。すなわち、空気入口ハウジング64は、ヘッダ部86側が冷却コア部62より突出して形成してあり、この冷却コア部62より突出した部分に空気入口66が設けてある。また、ヘッダ部86と反対側のヘッダ88には、冷却水74を流入または流出させるための一対の冷却水口110、112が設けてある。これらの冷却水口110、112は、空気入口66を図7の二点鎖線に示した位置に、すなわち給気冷却装置60の上下を逆にしたときに、冷却水口110が流出口98の位置に、また冷却水口112が流入口96の位置となるように、流出口98、流入口96に対して対称に形成してある(図8参照)。

【0033】このように構成した本実施例の給気冷却装置60は、不要な冷却水74の出入り口を図示しない栓または蓋によって塞いで使用する。すなわち、過給機22が図9の実線の位置に装着してある場合、給気冷却装置60は実線の如く配置され、流入口96と流出口98とが配管104、106を介して水ポンプ108に接続される。そして、冷却水口110、112は、図示しない栓または蓋によって、図10(A)の×に示した如く塞ぎ、冷却水74が前記実施例と同様に流ようにする。また、過給機22が図9の一点鎖線の位置に装着してある場合、給気冷却装置60は、上下を逆にして装着される。

【0034】このように、本実施例は、過給機22の装着位置が異なっていたとしても、給気冷却装置60を反転して同一仕様のものを容易に取り付けることができ、従来必要としていた2種類の給気冷却装置を1種類にすることができ、部品点数の削減が図れ、製作コストと管理コストとを低下させることができる。

【0035】なお、冷却水74の冷却回路は、水ポンプ108の位置や配管の状態、隔壁90の有無により、図10(A)~(D)に示した4通りのいずれかを採用することができ、融通性に優れ、多くの仕様に容易に対応することができる。また、本実施例の給気冷却装置60

は、流入口96と流出口98、冷却水口110と冷却水口112とを高さを変えさせて設けてあるため、冷却水74の水抜き性もよい。

【0036】図11は、低温始動時などにおける白煙を防止する給気冷却装置付過給エンジンの実施例を示したものである。図11において、水ポンプ108が吐出した冷却水74を給気冷却装置60に送る、冷却水74の循環路を構成している配管104と、給気冷却装置60の流入口96とを接続した管継手101の部分には、冷却水74の温度によって自動的に管路を開閉するサーモスタットバルブ120が設けてある。このサーモスタットバルブ120は、図12に示したようになっている。

【0037】すなわち、サーモスタットバルブ120は、ボディ122が断面十字形に形成してあって、水平方向に流入路124と流出路126とを有している。そして、ボディ122の内部中央には、上下方向にステム128が配置してあって、ステム124の周囲に冷却水74の温度によって伸縮するワックスエレメント130が設けてある。また、ステム128には、ワックスエレメント130を介して、流入路124と流出路126とを開閉する弁132、134が取り付けられている。なお、ワックスエレメント130は、実施例の場合、作動温度が60～70℃に設定してあり、詳細を後記するように、冷却水74の温度が60～70℃以下の場合に、弁132、134を閉じて流入路124と流出路126とを遮断する。また、図12に示した符号136は、戻しばねである。

【0038】一方、水ポンプ108は、給気冷却装置60からの冷却水74を水ポンプ108に戻す配管106の接続部に、冷却水74の温度を調節するサーモスタット138が設けてある。さらに、水ポンプ108には、給気冷却装置60用の冷却回路と並列に、シリンダヘッド16等のエンジン本体を冷却する図示しない冷却回路が接続してある。

【0039】上記の如く構成した本実施例の場合、冷却水74は、図13に示したように流れる。すなわち、冷却水入口から水ポンプ108に吸引された冷却水74は、一部が配管104、サーモスタットバルブ120を通過して給気冷却装置60に流入し、給気冷却装置60を通過する給気24を冷却したのち、配管106を介してサーモスタット138の部分に流れ込む。そして、サーモスタットバルブ120は、ワックスエレメント130の作動温度が60～70℃に設定してあるため、低温始動時のように、冷却水74の温度が60～70℃以下であるとオンして弁132、134を閉じ、冷却水74が給気冷却装置60に流入するのを阻止する。この結果、給気冷却装置60における給気24の冷却され過ぎを防ぐことができ、簡単な構造でエンジンの暖機時間の短縮が図れ、冷却水74の低温時における白煙の発生を防止することができる。

【0040】反対に、冷却水74の温度が60～70℃より高い場合には、サーモスタットバルブ120がオフし、ワックスエレメント130が弁132、134を押上げて冷却水74を通過させる。これにより、給気冷却装置60は、冷却コア部62を流れる冷却水74と給気24とが熱交換をし、給気24を冷却してエンジンの効率を高めることができる。なお、サーモスタットバルブ120は、給気冷却装置60の後流側、すなわち配管106側に設けてもよい。また、サーモスタットバルブ120の代わりに電磁弁等を用い、冷却水74の温度を検出して磁弁等を駆動させるようにしてもよい。

【0041】一方、水ポンプ108から吐出された残りの冷却水74は、エンジン本体を冷却する図示しない冷却回路を流れ、図13のようにオイルクーラ、シリンダライナ、シリンダヘッド16を冷却したのち、水マニホールド（ヘッド）からサーモスタット138に流れ、給気冷却装置60を通った冷却水74と合流して冷却水出口に到る。

【0042】なお、図14にエンジン冷却水温が60～70℃のときのエンジン回転速度と軸平均有効圧力との関係を曲線T₁として示した。また、図14に斜線を引いて示した領域Rは、給気冷却装置60が作動する領域である。図14においては、曲線T₁より上側、すなわち曲線T₁よりエンジン回転速度が大きい、または軸平均有効圧力が大きい領域においては、冷却水74が給気冷却装置60を流れ、曲線T₁より下の領域では冷却水74が給気冷却装置60を流れない。従って、冷却水74の温度が60～70℃となって、給気冷却装置60に冷却水74が流れずに給気冷却装置60が機能しなくとも、給気冷却装置60の作動領域Rの範囲外であるので問題を生じない。

【0043】図15は、給気冷却装置のさらに他の実施例を示したものである。図15において、給気冷却装置60は、内部が冷却コア部62とバイパス部140とに分けてある。バイパス部140は、冷却コア部62の給気通路72と対応した位置に、給気24が通るバイパス142を有している。そして、バイパス142は、分割板144によって給気通路72と仕切られており、給気24を冷却するためのフィンが配置されていない。また、バイパス部140には、冷却コア部62に流入した冷却水74をヘッド88に導く冷却水流路76が形成してあるが、冷却コア部62の冷却水流路76と異なり、フィン80が配置されていない。

【0044】一方、空気入口ハウジング64には、図16に示したように、バイパス部142を開閉するバイパス弁146が配設してある。このバイパス弁146には、図17の如く操作アーム150が取り付けられている。また、操作アーム150には、バイパス弁146を開閉するシリンダからなるアクチュエータ152のロッド154が連結してあるとともに、戻しばね156が接続し

である。そして、アクチュエータ152には、過給機22のブースト圧力 P_b によって作動する圧力スイッチ等で構成した圧力検知部158が取り付けられており、ブースト圧力 P_b が所定値 P_0 以下になると、バイパス弁146を開放できるようにしてある。

【0045】すなわち、圧力検知部158には、図24のエンジン回転速度と軸平均有効圧力との関係を示す図中に二点鎖線をもって示した基準圧力 P_0 が設定してある。そして、エンジンが高速高負荷運転されて、過給機22のブースト圧力 P_b が大きくなって、

【数1】 $P_b > P_0$

となると、アクチュエータ152はオフ状態となり、図18の上欄に示したように、バイパス弁146は戻しばね156によって閉じられている。このため、過給機22から給気冷却装置60の空気入口ハウジング64に入った給気24は、バイパス142を通ることなくすべてが冷却コア部62の給気通路72を通過して冷却される。

【0046】一方、エンジンがアイドリングなどの低速低負荷運転されて、

【数2】 $P_b \leq P_0$

となると、アクチュエータ152がオンしてロッド154、操作アーム150を介してバイパス弁146を開放する。このとき、給気24は、冷却コア部62の給気通路72には冷却用のフィン78が配設してあって圧力損失が大きく、バイパス142にはフィンが設けていないために圧力損失が小さいため、多くがバイパス142を流れる。しかも、バイパス部140には、バイパス142ばかりでなく、冷却水流路76にもフィンが設けていないため、冷却水74と給気24の間における熱伝達が行われにくく、給気24はほとんど冷却されることなく給気冷却装置60を通過する。

【0047】このように、本実施例の給気冷却装置60においては、冷却コア部62と並列にバイパス部140を設け、過給機22のブースト圧力 P_b が所定値 P_0 以下の低速低負荷運転時に、給気24がバイパス部140のバイパス142を通るようにしてあるため、給気24は冷却されず、低速低負荷領域におけるエンジンの性能の悪化を防ぐことができる。そして、低速性能が悪化しないことにより、急加速性能の悪化をも避けることができる。また、低温始動時や暖機時には、給気24が冷却水74によって冷却されないため、低温始動時の白煙の排出が増えたり、暖機時間が長くなる、という問題がなくなる。なお、アクチュエータ152としてモータを用い、歯車列によってバイパス弁146を開閉するようにしてもよい。

【0048】図19は、さらに他の実施例を示したものである。本実施例の給気冷却装置付過給エンジンは、給気冷却装置60にバイパス部140を設けるとともに、低速運転時の性能を改善するための共鳴器を吸気マニホ

ルド20に取り付けた構造となっている。すなわち、給気冷却装置60を吸気マニホルド20に接続する吸気コネクタ70の連結パイプ部102は共鳴器160を構成しており、軸線に沿った中央に、共鳴仕切り板162が配設してある。この共鳴仕切り板162は、下端部が吸気マニホルド20にまで延在している。さらに、共鳴仕切り板162の下方には、共鳴仕切り板162と縦列に配置され、吸気マニホルド20を2つの共鳴過給室164、166に分割する仕切り弁168が設けてある。これらの共鳴過給室164、166は、連結パイプ部102の長さ Y を適当な値にすることにより、吸気マニホルド20の各気筒の給気脈動が干渉しないしてあるとともに、給気脈動に共鳴した給気が行えるようになっている。そして、仕切り弁168には、アクチュエータ170が接続してあり、バイパス弁146に連動して仕切り弁168を操作できるようにしてある。

【0049】すなわち、アクチュエータ170は、過給機22のブースト圧力 P_b を検出する圧力検知部の出力信号によって駆動されるようになっており、バイパス弁146の開閉動作に対して図20のような関係になっている。従って、過給機22のブースト圧力 P_b がバイパス弁146（図16参照）、仕切り弁168を開閉させるための設定圧力 P_0 に対して、

【数3】 $P_b > P_0$

となるエンジンの高速高負荷領域では、バイパス弁146が閉じられるとともに、仕切り弁168が開放させる。この結果、給気冷却装置60に入った給気24はバイパス142を流れず、冷却コア部62を流れて冷却される。また、吸気マニホルド20は、仕切り弁168が開となるために共鳴過給室164、166が連通し、共鳴器としての機能が消失する。この結果、共鳴器160の影響を受けることなく、高速高負荷領域における運転性能が確保される。

【0050】一方、エンジンが低速低負荷運転され、

【数4】 $P_b \leq P_0$

となると、バイパス弁146が開放されて給気24はバイパス142を通り、給気冷却装置60によって冷却されない。また、仕切り弁168は、閉じられて吸気マニホルド20が2つの共鳴過給室164、166に分割される。このため、各共鳴過給室164、166に供給された給気24は、低速運転におけるエンジンの吸気サイクルに同期して各気筒に吸入される共鳴過給となり、低速低負荷領域におけるエンジン性能を向上することができる。

【0051】従って、本実施例においては、共鳴器160を設けたことにより、給気冷却装置60にバイパス部140を設けた効果に加えて、低速低負荷時における吸気量を増大でき、低速低負荷領域のエンジン性能を改善することができる。しかも、実施例の共鳴器は、仕切り弁168を設けて高速高負荷領域において、共鳴器16

0の機能をなくすようにしているため、高速高負荷時における共鳴器によるエンジン性能の低下を防ぐことができる。

【0052】

【発明の効果】以上に説明したように、本発明によれば、従来、吸気コネクタが配置してあった位置に、すなわちシリンダヘッドの直上に水冷式の給気冷却装置を配設したことにより、給気冷却装置の冷却コア部の長さを長くでき、給気冷却装置の小型化が図れ、簡素で安価な構造とすることができる。また、水冷式給気冷却装置をシリンダヘッドの直上に配設したことにより、吸気マニホルドに流入する給気の温度分布を均一にでき、気筒間の燃焼性能のばらつきをなくせてエンジン性能の悪化や出力が上げられないなどの不具合を避けることができる。しかも、シリンダヘッドの上方に給気冷却装置を取り付けるため、吸気マニホルドの構造に影響を与えることがなく、給気冷却装置を装着していないエンジンに給気冷却装置を追加装着する場合、吸気マニホルドの交換をするなどの大幅な改造を避けることができる。

【0053】また、水冷式給気冷却装置の両端のヘッダ部のそれぞれに、一対ずつの冷却水口を設けたことにより、過給機の装着位置が異なる場合であっても、同一仕様の給気冷却装置を上下逆にして容易に装着することができ、少ない部品点数で過給機の装着位置がことなる多様な仕様に容易に対応することができる。さらに、冷却水の循環路にサーモスタットバルブを設け、冷温始動時などの冷却水温度が低いときに、開閉弁を閉じて給気冷却装置に冷却水が流れないようにしたことにより、従来のような複雑で大型化するバイパスを設けることなく、白煙の発生を防止することができる。

【0054】そして、水冷式給気冷却装置の内部に冷却コア部を迂回するバイパス部を設け、このバイパス部を開閉することにより、過給機のブースト圧力が所定値より小さいときに、バイパス弁を開放して給気がバイパス部を通るようにしたことにより、低速時におけるエンジン性能の悪化の防止や白煙の発生を防ぐことができる。また、給気冷却装置の後流側の吸気マニホルドに共鳴器を設けると、低速時における吸気量を増大することができ、エンジンの低速性能の向上が図れる。そして、吸気マニホルドの給気の流入部を仕切り板と仕切り弁によって区画し、過給機のブースト圧力が所定値より大きいときに、仕切り弁を開けると、高速負荷運転時における共鳴器による性能の低下を防ぐことができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施例に係る給気冷却装置付過給エンジンの一部断面図である。

【図2】実施例の給気冷却装置の取り付け状態の詳細を示す図である。

【図3】実施例の給気冷却装置の冷却コア部の詳細を示す斜視図である。

【図4】実施例の給気冷却装置の平面図である。

【図5】実施例に係る給気冷却装置を吸気マニホルドに接続する吸気コネクタの正面図である。

【図6】実施例に係る給気冷却装置付過給エンジンの概略を示す平面図である。

【図7】給気冷却装置の他の実施例の平面図である。

【図8】図7に示した給気冷却装置の側面図である。

【図9】図7に示した給気冷却装置を装着した給気冷却装置付過給エンジンの平面図である。

【図10】図7に示した給気冷却装置の冷却回路の説明図である。

【図11】本発明に係る給気冷却装置付過給エンジンの他の実施例の平面図である。

【図12】図11に示した実施例のサーモスタットバルブの詳細を示す断面図である。

【図13】図11に示した実施例の冷却回路の説明図である。

【図14】図11に示した実施例におけるサーモスタットバルブの開閉タイミングの説明図である。

【図15】冷却コア部とバイパス部とを設けた給気冷却装置の実施例の断面図である。

【図16】図15に示した給気冷却装置の平面図である。

【図17】図15に示した給気冷却装置のバイパス弁の開閉機構の説明図である。

【図18】過給機のブースト圧力とバイパス弁の開閉との関係の説明図である。

【図19】さらに他の実施例に係る共鳴器の説明図である。

【図20】図19に示した実施例の過給機のブースト圧力と共鳴器の仕切り弁の開閉との関係を説明する図である。

【図21】従来のクロスフロー式吸排気ポート配置を持つ給気冷却装置付過給エンジンの一部断面図である。

【図22】従来の過給機と水冷式給気冷却装置とを連結するエアクロスオーバの斜視図である。

【図23】従来の水冷式給気冷却装置の一部を切り欠いた正面図である。

【図24】エンジン回転速度と軸平均有効圧力とに対する水冷式給気冷却装置の作動範囲の説明図である。

【符号の説明】

10	給気冷却装置付過給エンジン
16	シリンダヘッド
20	吸気マニホルド
22	過給機
24	給気
36、60	水冷式給気冷却装置
62	冷却コア部
70	吸気コネクタ
72	給気通路

(9)

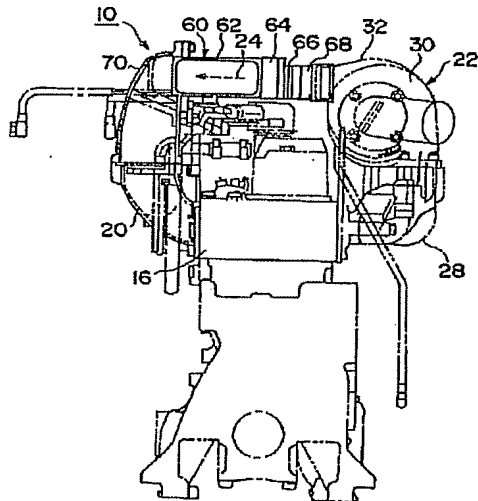
特開平6-221165

15
 74 冷却水
 76 冷却水流路
 86 ヘッダ部
 88 ヘッダ
 90 隔壁
 96、98 冷却水口（流入口、流出口）
 110、112 冷却水口
 120 サーモスタットバルブ

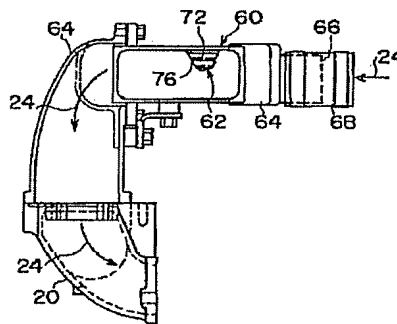
* 140 バイパス部
 142 バイパス
 146 バイパス弁
 152、170 アクチュエータ
 160 共鳴器
 162 共鳴仕切り板
 168 仕切り弁

*

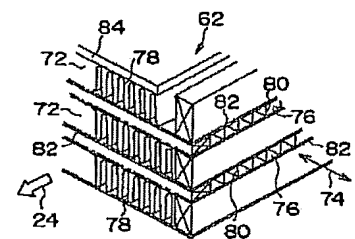
【図1】



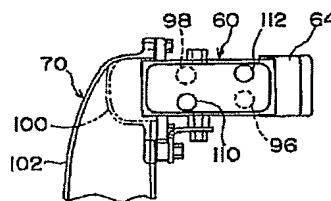
【図2】



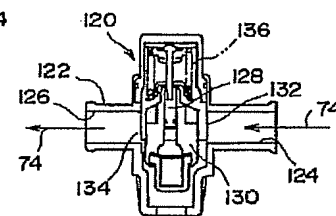
【図3】



【図8】

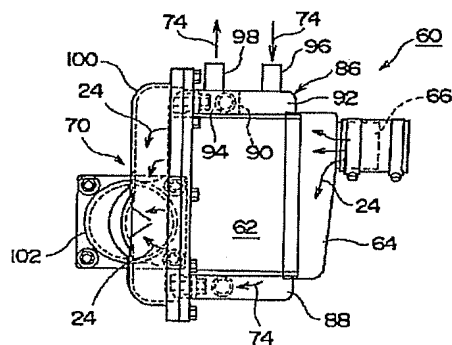


【図12】

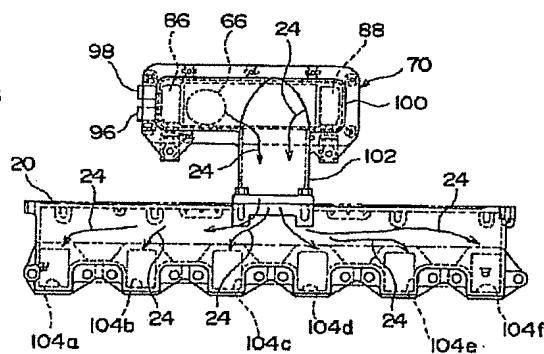


10 : 給気冷却装置付過給エンジン
 16 : シリンダヘッド
 20 : 吸気マニホルド
 22 : 過給機
 24 : 給気
 60 : 冷却装置
 62 : 冷却コア部
 70 : 吸気コネクタ

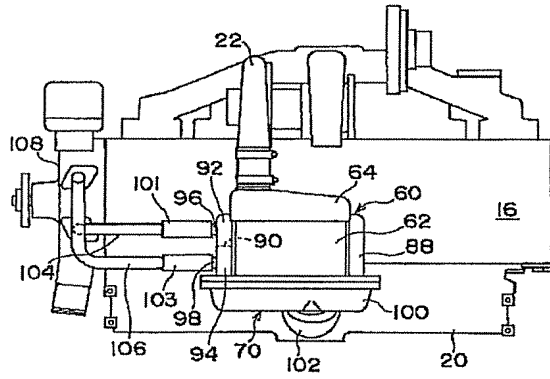
【図4】



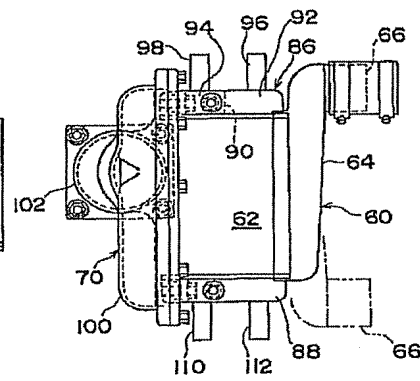
【図5】



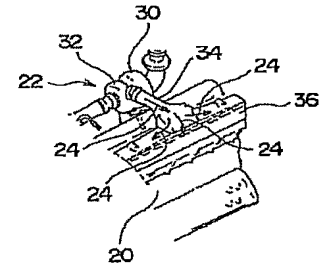
【図6】



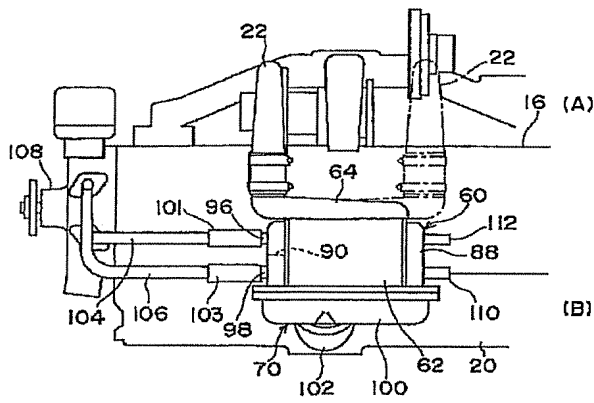
【図7】



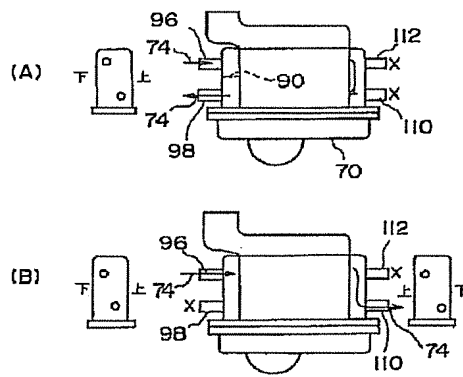
【図22】



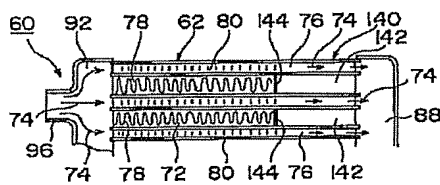
【図9】



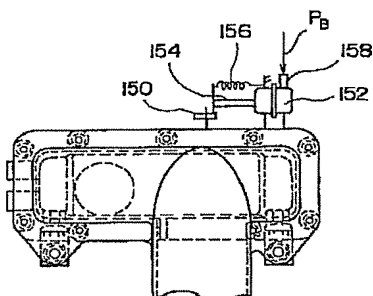
【図10】



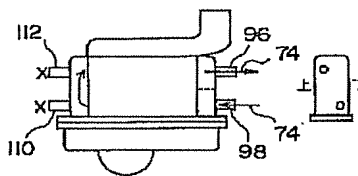
【図15】



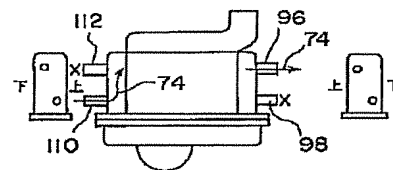
【図17】



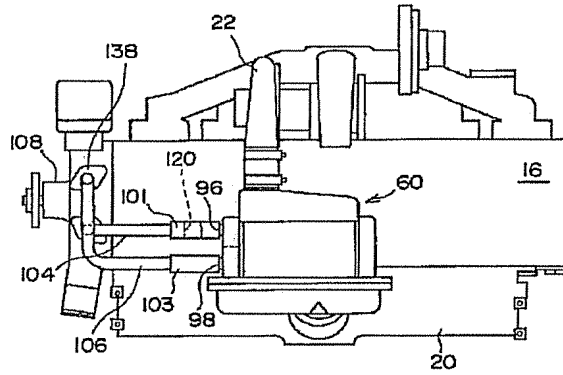
(C)



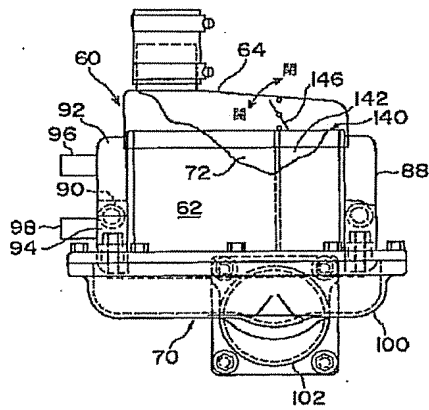
(D)



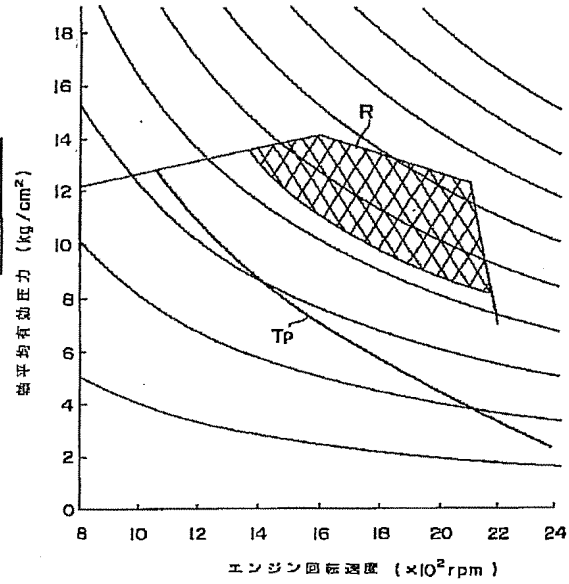
【図11】



【図16】



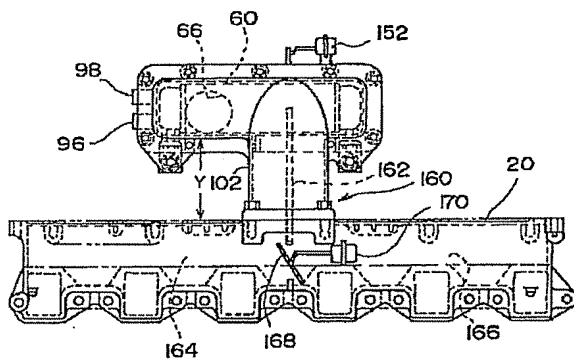
【図14】



【図18】

エンジン	ブースト 圧力 P_B	バイパス 弁	給気は 冷却装置を
高 速 高 負 荷	$P_B > P_0$	閉	バイパス しない
低 速 低 負 荷	$P_B \leq P_0$	開	バイパス する

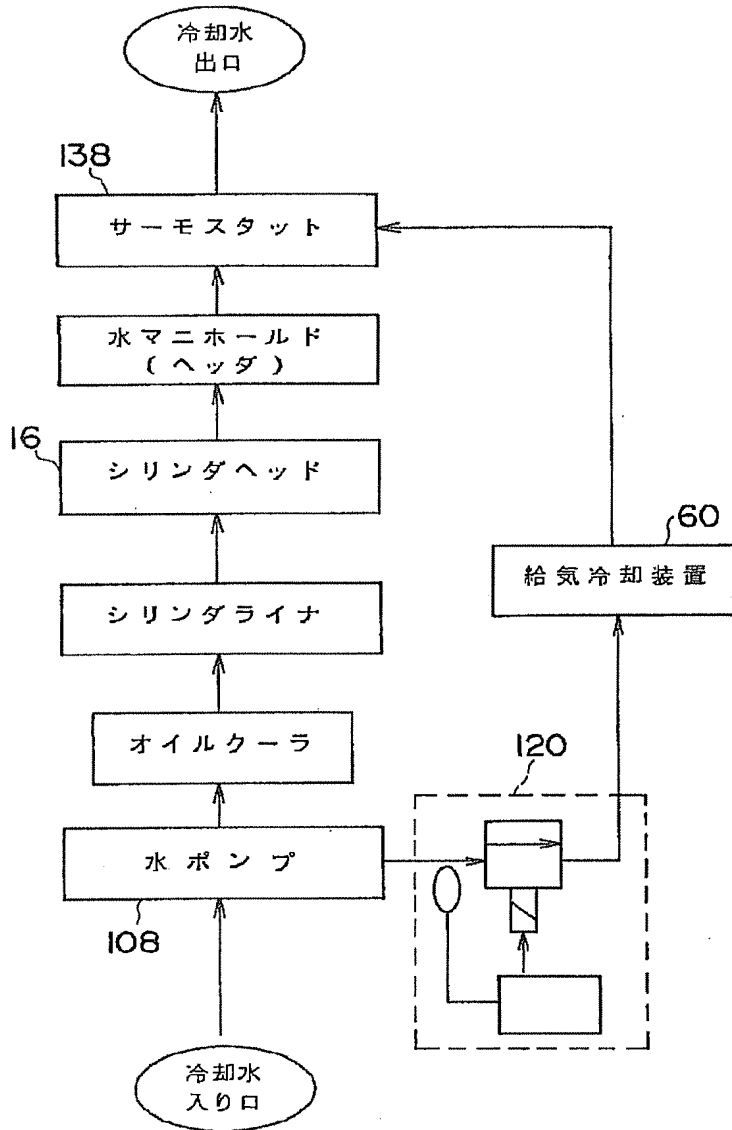
【図19】



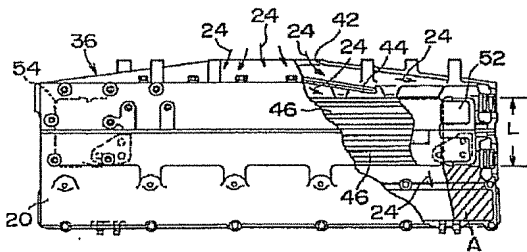
【図20】

エンジン	ブースト 圧力 P_B	バイパス 弁	仕切り 弁
高 速 高 負 荷	$P_B > P_0$	閉	開
低 速 低 負 荷	$P_B \leq P_0$	開	閉

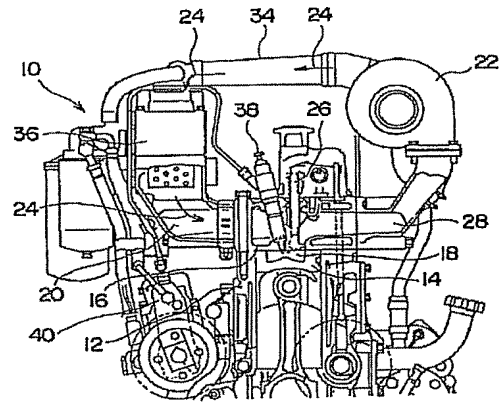
【図13】



【図23】



【図21】



【図24】

